

ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ ГИДРОАМОРТИЗАТОРОВ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Разработана методика безразборной диагностики состояния гидравлических амортизаторов с помощью замера перемещения штока относительно направляющей втулки гидравлического амортизатора с последующей целью прогноза ресурса работы гидравлических амортизаторов и механизма подвески в целом.

Ключевые слова: гидравлический амортизатор, направляющая втулка, боковая динамическая реакция штока, ресурс, быстроходная гусеничная машина.

DIAGNOSING SHOCK ABSORBERS IN HIGH-SPEED CRAWLER VEHICLES

An in-place method for diagnosing hydraulic shock absorbers was developed. It involves measuring a rod displacement relative to a slide bushing in a shock absorber, which, in turn, could help to evaluate the service life of both the absorber and the suspension as a whole.

Keywords: hydraulic shock absorber, slide bushing, dynamic lateral reaction of slide rod, service life, high-speed crawler vehicle.

Разработка систем диагностики состояния технических объектов является актуальной задачей, поскольку подобные системы позволяют оперативно и точно без разборки объекта определить техническое состояние и ресурс агрегатов, межагрегатных связей, узлов и элементов механизмов современных быстроходных машин. Подобные системы разрабатывают на основе фундаментальных закономерностей механики, содержащиеся, например в [1–5].

Несмотря на различия конструкторских решений исполнения подвески и широкого диапазона эксплуатационных режимов ходовой части быстроходных гусеничных машин, желательно, чтобы системы диагностики были универсальными, могли применяться с минимальными трудозатратами на подготовительные работы и производили диагностику узлов и агрегатов непосредственно на технике (без извлечения агрегата).

В качестве объекта диагностики выбрано ресурсопределяющее для всей подвески быстроходной гусеничной машины соединение штока с направляющей втулкой гидравлического амортизатора.

В конструкцию подвески объекта входит телескопический гидравлический амортизатор, установленный под значительным углом к вертикали, и при преодолении препятствий амортизатор совершает угловое движение с ускорением, которое порождает инерционный момент $M_{ин}$:

$$\bar{M}_{ин} = -J \bar{\Sigma}, \quad (1)$$

где J — момент инерции амортизатора относительно точки его связи с балансиrom опорного катка; Σ — угловое ускорение углового движения амортизатора, которое достигает больших значений даже при движении по ровной трассе из-за звенчатого строения беговой дорожки гусеницы.

Инерционный момент воспринимается узлами крепления амортизатора через реакции штока с направляющей втулкой и соединения поршня-вытеснителя с корпусом.

Боковая реакция штока с направляющей втулкой определится как F :

$$F = \frac{M_{ин}}{h}, \quad (2)$$

где h — переменное расстояние между подвижными соединениями штока и поршня-вытеснителя с корпусом амортизатора рис. 1.

Боковая динамическая реакция штока с направляющей втулкой и является причиной интенсивного износа этого соединения, причем наличие зазора в соединении и его перекадка вызывают ударный характер этой реакции, величину которой можно оценить, используя закон сохранения импульса, а именно:

$$m\Delta V = F\Delta t, \quad (3)$$

где m — приведенная масса ударника; ΔV — скорость соударения; Δt — время соударения.

Приняв в первом приближении $m = 20$ кг, $\Delta V = 5$ м/с, $\Delta t = 10^{-4}$, получим:

$$F = \frac{m\Delta V}{\Delta t} = \frac{20 \cdot 5}{10^{-4}} = 10^6 \text{ Н или } 10^5 \text{ кГс}, \quad (4)$$

что в технической размерности составит 100 тонн сил, что свидетельствует о высокой нагруженности подвижного соединения и объясняет доресурсный выход его из эксплуатации.

В ходе изучения возможных методов замера зазора был выбран метод определения перемещения штока относительно направляющей втулки вблизи места соединения, так как предыдущий метод замера виброускорений в проблемном соединении не давал точных результатов в связи с повышенной вибрации ходовой части рис. 2.

Согласно материалам [6] ресурс амортизатора определяется зазором, его предельное значение определено 0,6 мм. При определении зазора в соединении штока с направляющей втулкой гидравлического амортизатора непосредственно работающей на технике сопровождается большим количеством ошибочных данных ввиду необходимости приведения машины в движение для обеспечения работы амортизатора по неровностям дороги.

Индуктивный датчик, закрепленный на кронштейне, крепится на корпусе амортизатора так, чтобы его рабочая поверхность была напротив штока. В ходе движения машины шток амортизатора совершает поперечные перемещения на величину зазора. Датчик считывает расстояние от датчика до штока, а программное обеспечение, реализованное на базе Ардуино, получает сигнал и вычисляет предельные перемещения штока с учетом возможных ошибочных значений и на основе этих данных автоматически производит расчет ресурса амортизатора рис. 2 [7].

Результат выводится на экран блока управления. Вывод осуществляется в процентах, а если

ввести данные по пробегу амортизатора, то автоматически пересчитывается ресурс и выводится значение в километрах рис. 3.

Таким образом без трудоемкой разборки узла подвески определив зазор между штоком и корпусом амортизатора, зная пройденный машиной расстояние, можно спрогнозировать его остаточный ресурс.

Безразборная диагностика позволяет минимизировать затраты и повысить мобильность быстросходных гусеничных машин.

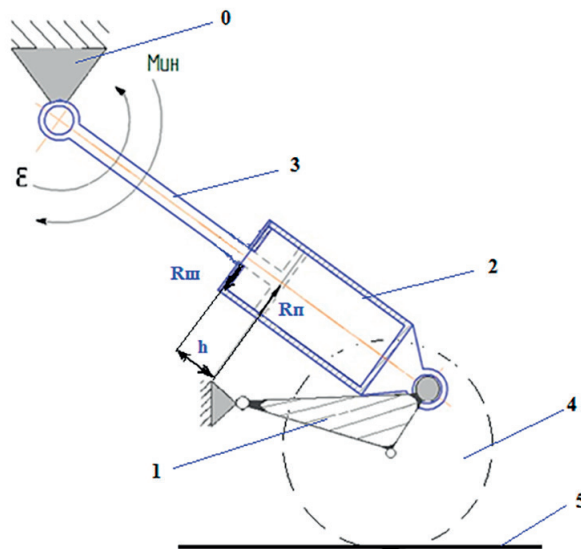


Рис. 1. Кинематическая схема механизма подвески:
0 - корпус машины, 1 - балансир, 2 - корпус гидроамортизатора, 3 - шток, 4 - каток, 5 - гусеница

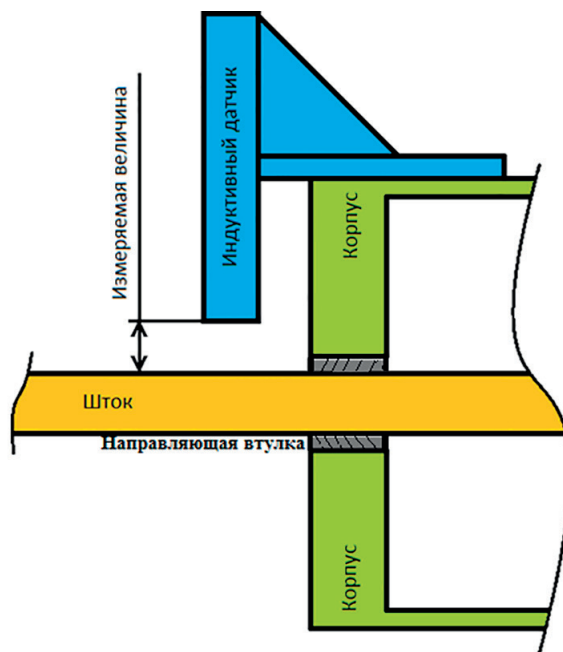


Рис. 2. Схема крепления датчика



Рис. 3. Использование предлагаемого безразборного метода на объекте: 1 — циферблат (экран символьный 16/02), 2 — микроконтроллерная плата Ардуино мега 2560, 4 — датчик индукционный 5V, 5 — универсальное крепление к амортизатору, 6 — USB кабель, 7 — 4×4 клавиатура, 8 — реостат яркости экрана

Список литературы

1. *Дмитриев А. А.* Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов. — Москва : Машиностроение, 1976. — 207 с.
2. *Кобринский А. Е.* Виброударные системы / А. Е. Кобринский, А. А. Кобринский. — Москва : Наука, 1973. — 592 с.
3. *Пановко Я. Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. — 3-е изд., доп. и перер. — Москва : Машиностроение. 1976. — 320 с.
4. *Бидерман В. Л.* Теория удара / В. Л. Бидерман. — Москва : Машгиз, 1952. — 76 с.
5. *Бабаков И. М.* Теория колебаний / И. М. Бабаков. — Москва : Наука, 1968. — 560 с.
6. *Рахимжанов Н. Е.* Безразборная диагностика механизма подвески многоцелевой мобильной гусеничной платформы и разгрузка ресурсопределяющей подвижной связи : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Рахимжанов Нуржан Есмагулович. — Омск, 2015. — 169 с.
7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019618296 «Методика безразборной диагностики состояния гидравлических амортизаторов быстроходных гусеничных машин» / Н. Е. Рахимжанов и др. Филиал ВА МТО (г. Омск) 2019 год. Заявка № 2019618296. Дата поступления 18 июня 2019 г. Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 27 июня 2019 г.